ASADES

Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente
Vol. 22, pp 02.13-02.23, 2018. Impreso en la Argentina
ISSN 2314-1433 - Trabajo selecionado de Actas ASADES2018

CIRCUITO TÉRMICO PARA LA GENERACIÓN DE VAPOR DE USO INDUSTRIAL UTILIZANDO UN CONCENTRADOR CILINDRICO PARABÓLICO. DISEÑO, DESARROLLO Y EVALUACIÓN TÉRMICA.

J. Garnica, J. Daghero, D. Longoni, M. Ortiz
Grupo de Energía Solar. Facultad de Ingeniería. Universidad Nacional de Río Cuarto.
Ruta 36. Km 601. X5804BYA – Río Cuarto. Prov. de Córdoba
Tel. 0358-4676249 – Fax 0358-4676246 e-mail: jorgedanieldaghero@gmail.com

Recibido 10/08/18, aceptado 18/09/18

RESUMEN: En este trabajo se presenta el diseño, desarrollo y estudio de funcionamiento de un circuito térmico para la generación de vapor de agua de baja entalpía destinado al uso industrial utilizando un prototipo de concentrador cilíndrico parabólico (CCP) con un área de apertura de 2,5 m^2. Se propone el uso de un fluido de transferencia térmica en un circuito que involucra el uso de equipos y accesorios resistentes a la temperatura y disponibles en el mercado local. En las primeras evaluaciones, en el estado estacionario, el fluido térmico alcanzó una temperatura máxima de 128 ºC a la salida del concentrador con un salto térmico promedio de 6 ºC. El rendimiento térmico del CCP fue del 20,4 %. El caudal de vapor generado en estado estacionario fue de 0,63 kg/h lo cual permite inferir que el rendimiento térmico global del sistema fue del 16,4 %.

Palabras clave: Energía solar, concentrador cilíndrico parabólico, circuito térmico, producción de vapor.

INTRODUCCIÓN

Si se compara a nivel mundial el consumo energético de la industria, el transporte, los hogares y el sector de servicios puede observarse que el sector industrial tiene el mayor consumo de energía siendo aproximadamente del 30 %. Sólo un tercio de esta demanda está relacionada con la energía eléctrica, mientras que los dos tercios restantes están asociados a la energía térmica. La mayor parte de esta energía demandada por las empresas comerciales e industriales para sus procesos de producción, requieren niveles de temperatura que están por debajo de 250 °C. (Weiss y Rommel, 2008).

Los concentradores cilíndrico parabólicos (CCP) de tamaño reducido se consideran los más apropiados para estas aplicaciones. Un importante argumento en su favor es que los colectores solares de baja temperatura (colectores planos, colectores de tubos evacuados y concentradores parabólicos compuestos) no tienen la capacidad de alcanzar las temperaturas requeridas de manera eficiente. Por otro lado, los concentradores solares utilizados para generación de energía eléctrica son mucho más grandes que los requeridos en los procesos industriales donde los rangos de temperatura de trabajo son menores. Estas aplicaciones tienen fuertes limitaciones de espacio comparadas con las plantas solares para la producción de energía eléctrica. Las fábricas están generalmente ubicadas en zonas industriales donde el precio del suelo es caro, por lo que la instalación del campo solar debe realizarse en espacios reducidos, tales como los techos. Por lo tanto, estos equipos deben ser modulares, pequeños (ancho de apertura inferior a 3 m), livianos y de bajo costo (Fernández García et al 2015).

El creciente interés por esta tecnología ha hecho que instituciones públicas y compañías privadas desarrollaran prototipos. Desde 2008, La Plataforma Solar de Almería (PSA) perteneciente al Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT), ha diseñado, construido y evaluado concentradores cilíndrico parabólicos de pequeño tamaño para producir energía térmica a temperaturas hasta 250 °C. Estos concentradores permiten cubrir la demanda en procesos industriales o en acondicionamiento de edificios y para los que, no existen soluciones comerciales que presenten una

adecuada relación costo-beneficio y que aprovechen el uso de la energía solar (Plataforma Solar de Almería, 2018). Así mismo, este centro de investigación ha desarrollado un circuito de ensayo térmico solar para establecer el rendimiento de estos concentradores bajo condiciones de trabajo al aire libre (Fernández García et al 2018).

En México, una empresa local ha desarrollado este tipo de concentradores de característica modular y ha instalado los mismos en más de 40 empresas alrededor del país para cubrir la carga térmica de sus procesos o disminuir el consumo de combustibles fósiles (Inventive Power, 2018). El Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey junto a esta empresa ha desarrollado un programa computacional que predice la producción de energía del sistema con este tipo de colectores (Tagle et al., 2016)

En Argentina, se evaluó un CCP de estas características utilizando un fluido caloportador con el fin de aprovechar la energía térmica en un ciclo de refrigeración por absorción (Dri et al., 2009).

En trabajos anteriores se presentó el diseño del prototipo disponible en el Grupo de Energía Solar de la Universidad Nacional de Río Cuarto (Daghero et al., 2013) y su evaluación óptica y térmica (Daghero et al., 2015).

El objetivo de este trabajo es el diseño y desarrollo del circuito térmico del prototipo disponible con el fin de generar vapor de agua de baja entalpía. Se propone además la realización de ensayos que permitan estimar su rendimiento térmico.

EL CONCENTRADOR CILÍNDRICO PARABÓLICO

El prototipo disponible consiste en un módulo de 2,5 m^2 de superficie efectiva de captación. En la Figura 1 se muestra una imagen de la sección transversal del prototipo mientras que en la Tabla 1 se detallan sus características principales

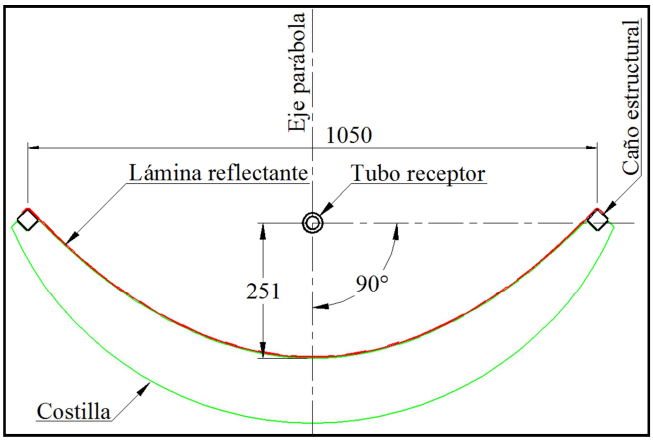
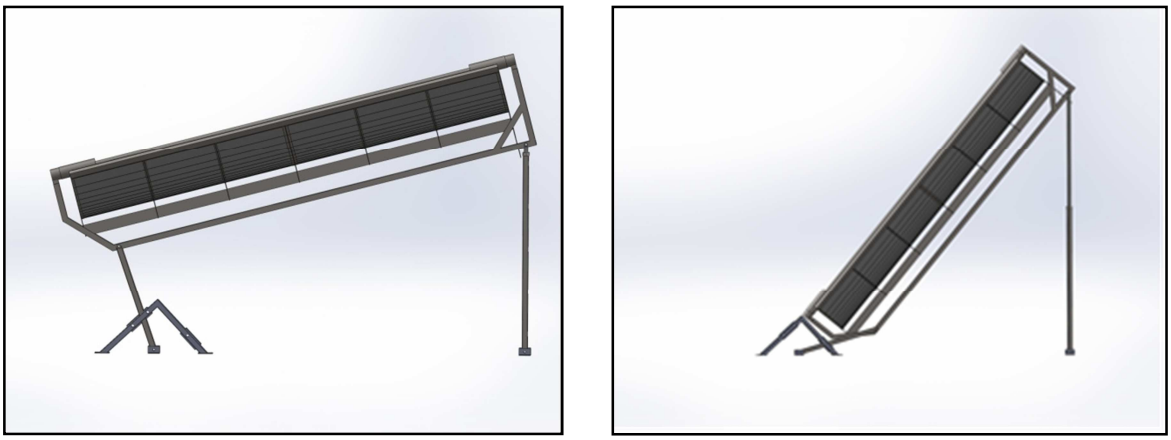


Figura 1: Sección transversal de la superficie reflectante (dimensiones en mm)

El eje de rotación del concentrador (línea focal), es perpendicular al plano de la eclíptica, de modo que la superficie de captación está orientada hacia el norte y gira en el sentido de este a oeste. La inclinación del eje con respecto al plano horizontal es regulable según el día del año. El concentrador consta de una estructura móvil sobre la que apoya la lámina reflectante y otra estructura soporte fijada a la plataforma de ensayo. El sistema de fijación del tubo receptor permite la rotación de la estructura móvil alrededor de la línea focal que coincide con el eje del tubo receptor. La estructura fijada a la plataforma puede adaptarse a dos posiciones regulables con una varilla roscada para lograr el ángulo de inclinación adecuado tanto para el período estival (entre 12 y 32°) como para el período invernal (entre 32 y 51°). En las Figura 2 se muestran las vistas del prototipo obtenido utilizando un programa de diseño asistido por computadora para Diciembre y Julio correspondientes al mínimo ángulo de inclinación, 12° en Diciembre y al máximo, 51° en Julio.

Ancho del concentrador (m)	1,050
Largo del concentrador (m)	2,390
Área de apertura (m^2)	2,500
Angulo de borde	90°
Distancia focal (m)	0,251
Reflectividad de la lámina reflectante 4400 GP (%)	> 95
Diámetro ext. del tubo receptor (mm)	25,5
Diámetro ext. del tubo de vidrio aislante (mm)	65
Razón de concentración	13,1

Tabla 1: Características principales del CCP



(a) *(b)*

Figura 2: Posiciones extremas del CCP: (a) Diciembre (12°). (b) Julio (51°)

A diferencia del trabajo anterior (Daghero et al., 2015) en el que se utilizó un tubo receptor de 1,5”, se decidió sustituirlo por un tubo de 1” con el fin de aumentar la razón de concentración. El diseño del CCP exige que la entrada y salida del fluido térmico estén ubicadas en la parte inferior por lo que se utilizó un tubo interior concéntrico de 5/8”. De esta manera se obtienen secciones de flujo similares en el ánulo y en el tubo interior. El fluido ingresa por el ánulo y retorna por el tubo interior. Además, se colocó un tubo de vidrio borosilicato de 65 mm para aislar el tubo receptor con el fin de minimizar las pérdidas de calor por convección. La sujeción de los tubos en los extremos se logró por medio de bujes de Viton, fluoroelastómero que resiste temperaturas de hasta 280 °C, los mismos fueron diseñados y enviados a construir para este fin específico. En la Figura 3 se muestra el prototipo en su posición invernal.

EL CIRCUITO TÉRMICO

En el diseño y desarrollo del circuito térmico, se optó por utilizar un fluido térmico, ya que, en el rango de temperatura que se pretende trabajar, éstos tienen larga vida, buena estabilidad térmica y presión de vapor reducida; además, los riesgos de incendio por posibles pérdidas en el circuito son mínimos. Para estas condiciones de trabajo suele recomendarse el uso de agua presurizada, de esta manera se transforma en vapor de manera directa simplificando la configuración de la planta y maximizando la eficiencia global, sin embargo, en estos casos se requiere un sofisticado sistema de control debido al flujo en dos fases y una pérdida de carga elevada debido a la baja densidad del vapor luego de su expansión en la cámara de separación (Akbarzadeh y Valipour, 2018).

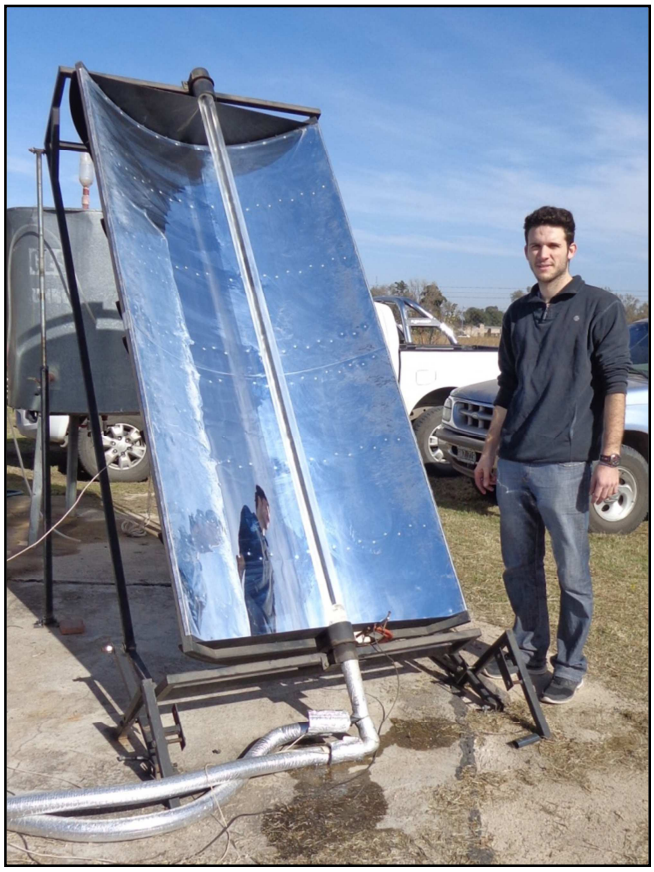


Figura 3: CCP instalado sobre la plataforma en posición invernal

Paratherm NF es el nombre comercial del fluido térmico seleccionado, se trata de un fluido a base de aceite nafténico de grado alimenticio, diseñado para operar libre de mantenimiento, con alta durabilidad en sistemas cerrados de fase líquida hasta 300 °C, baja viscosidad y alto coeficiente de transferencia térmica.

El diagrama del circuito desarrollado se muestra en la Figura 4 e involucra la utilización de tubos flexibles con doble malla de acero para conectar el tubo receptor al circuito térmico con el fin de permitir libertad de movimiento cuando se modifica la posición del CCP para ajustar su orientación.

El circuito cuenta con un generador de vapor construido en acero inoxidable con una serpentina por cuyo interior circula el fluido térmico. El generador está provisto de manómetro, y válvula de seguridad tipo resorte. Entre el generador de vapor y la bomba se ubica un tanque pulmón que permite absorber la variación de volumen del fluido por efecto de la temperatura. Se utilizaron vainas de acero inoxidable para colocar 2 termocuplas tipo T (cobre/constantán) en la entrada y salida del tubo receptor. Otra termocupla fue utilizada para la medición de la temperatura ambiente. Un sensor de radiación global se ubicó en el plano de captación del CCP. Estas termocuplas, antes de ser instaladas, fueron calibradas utilizando un baño termostático y un termómetro de mercurio. Para mejorar la transferencia de calor en el interior de las vainas se utilizó grasa siliconada.
La bomba seleccionada es de tipo engranaje Marca Venturi Serie A92, esta bomba se consideró adecuada, tanto por el bajo caudal requerido como por su resistencia a la temperatura ya que se solicitó al vendedor que fuera provista con sellos de Viton. Esta bomba, según la especificación del vendedor tiene un caudal máximo de 8 l/min y se optó por accionarla con un motor trifásico de 0,5 Hp. A este motor, se le incorporó en su alimentación, un variador de frecuencia (Altivar 11) el cual permite modificar la velocidad de rotación del motor y por ende el caudal del fluido. Se realizaron mediciones de caudal a circuito abierto para distintas frecuencias. El gráfico de la Figura 5 muestra los resultados obtenidos.

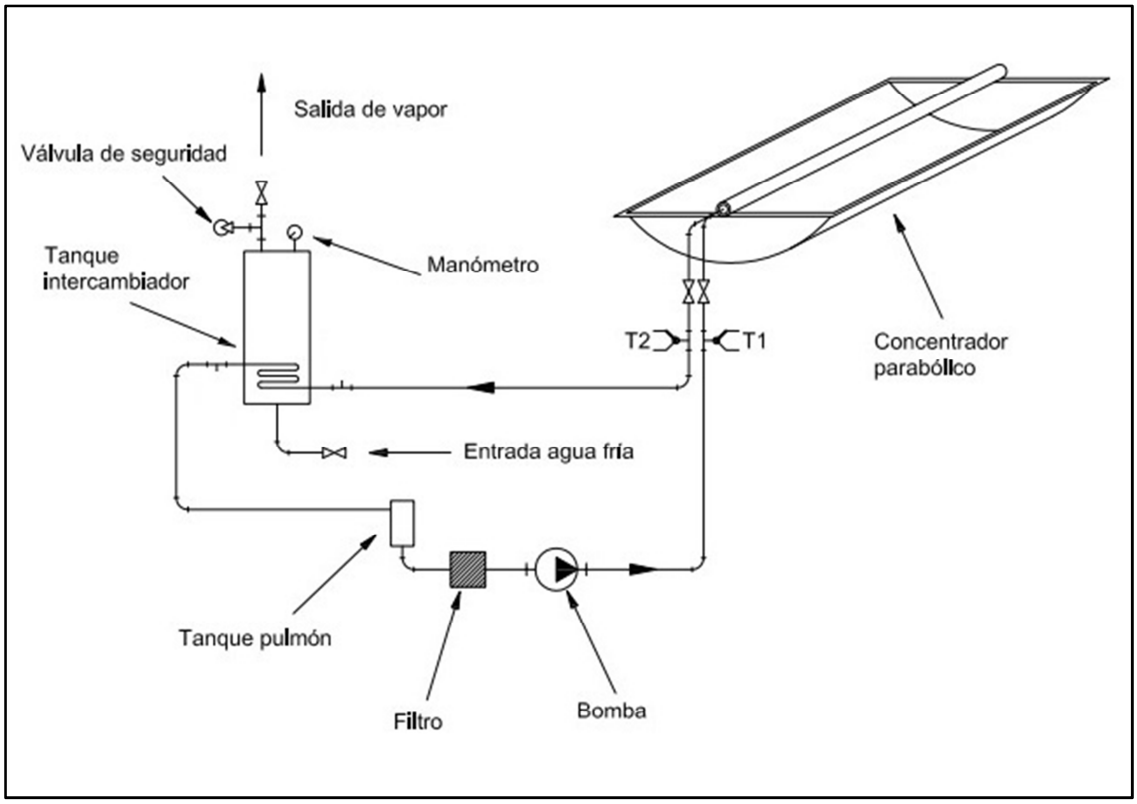
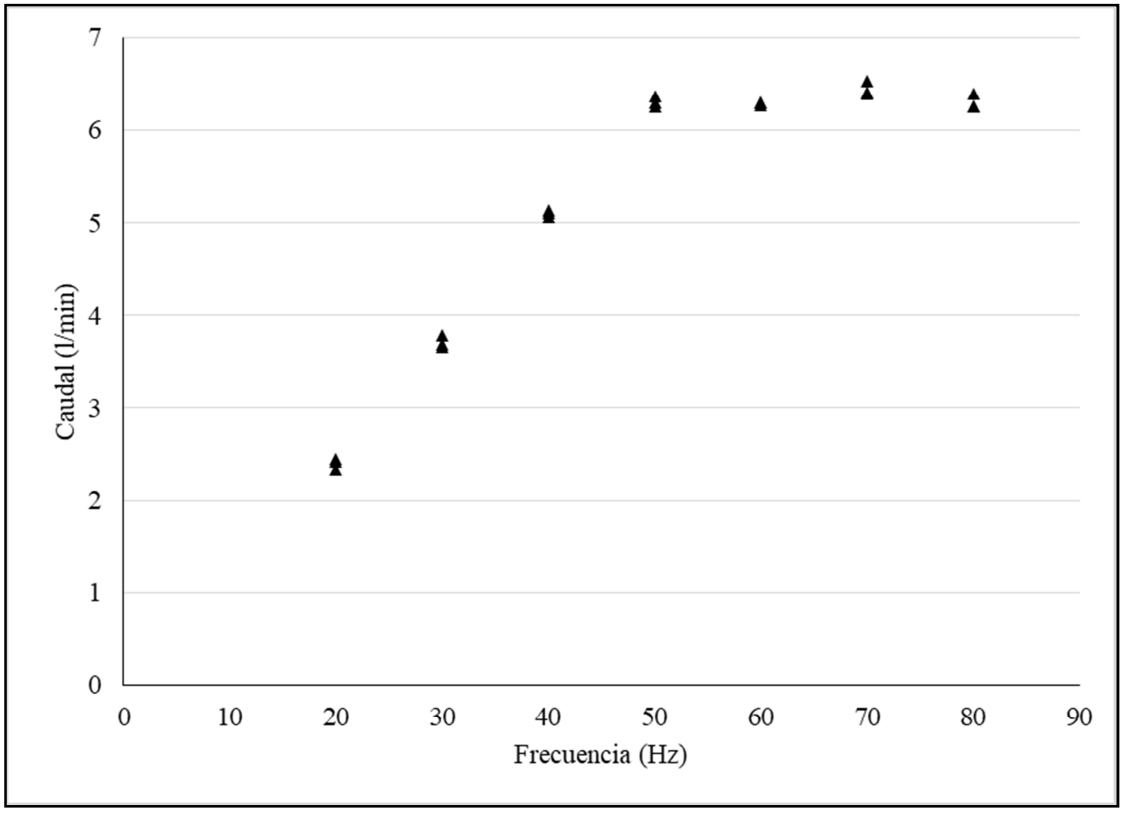


Figura 4: Diagrama del Circuito Térmico



.Figura 5: Caudal del fluido térmico para distintas frecuencias

Para determinar el tipo de flujo en el interior del tubo receptor, se calculó el número de Reynold usando los datos experimentales de caudal, y los datos de viscosidad y densidad del fluido térmico a una temperatura estimada en 120 °C. Para el caudal mínimo (2,4 l/min) y el máximo (6,3 l/min), los números de Reynold obtenidos fueron 1258 y 3300 respectivamente. Se deduce que para el caudal máximo se alcanza el régimen de flujo turbulento (Re > 2300). Sin embargo, se opta por utilizar para el cálculo, el caudal mínimo correspondiente a la frecuencia de 20 hz. De esta manera se maximiza el salto térmico en el tubo receptor; lo cual permite obtener una adecuada medición de ganancia de calor en el concentrador ya que se reducen los errores relativos en la medición de la temperatura.

Asumiendo un rendimiento térmico global del 30 %, se determinó, por medio de la Ecuaciones 1 y 2, que el prototipo sería capaz de generar 1,2 kg/h de vapor de agua.

$$q = \eta G A_a \tag{1}$$

$$\dot{m} = \frac{q}{h_{fg}} \tag{2}$$

CÁLCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El área de transferencia de calor necesaria, determina la longitud mínima requerida para la serpentina a utilizar en el generador de vapor.

Para ello, se eligió la correlación para el flujo de calor cuando se produce ebullición nucleada propuesta por Rohsenow dada por la Ecuación 3 (Bergman et al., 2011)

$$q''_s = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}\right]^{1/2} \left[\frac{C_{p,l}(T_s - T_{sat})}{C_{s,f} h_{fg} Pr_l^n}\right]^3 \tag{3}$$

En esta ecuación, el coeficiente $C_{s,f}$ y el exponente *n* dependen de la combinación superficie-líquido, en este caso, acero inoxidable-agua. Los subíndices *l* y *v* denotan los estados de agua líquida saturada y vapor, respectivamente. Las propiedades del agua saturada corresponden a una presión manométrica de 0,5 bar, mientras que la temperatura de superficial T_s está involucrada en la Ecuación 4 que expresa la conducción de calor unidimensional en estado estable en tuberías

$$q = \frac{\overline{T_l} - T_s}{\dfrac{1}{\pi d_{in} L h_{th}} + \dfrac{\ln\left(\dfrac{d_{ext}}{d_{in}}\right)}{2\pi k L}} \tag{4}$$

En esta ecuación, $\overline{T_l}$ representa la temperatura promedio del fluido térmico en el interior de la serpentina, su determinación requiere conocer las temperaturas de entrada T_i y salida T_o del fluido térmico en la serpentina, las cuales están relacionada por medio de la Ecuación 5

$$q = \dot{m}_{th} C_{p,th} (T_i - T_o) \tag{5}$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido térmico en el interior de la serpentina, h_{th}, se determina por medio de la correlación para flujo laminar dada por la Ecuación 6

$$h_{th} = 4{,}36 \frac{k}{d_{in}} \tag{6}$$

Mientras que la longitud de la serpentina está involucrada en la Ecuación 7

$$L = \frac{q}{q''_s \pi d_{ext}} \tag{7}$$

La solución de este conjunto de ecuaciones permite determinar la longitud de la serpentina para lo cual se requiere estimar una temperatura máxima del fluido térmico en el ingreso de la serpentina.

Para una serpentina de acero inoxidable de 3/8” de diámetro y asumiendo que el fluido térmico alcanzará una temperatura máxima de 130 °C en el ingreso de la serpentina, las ecuaciones anteriores permitieron determinar la longitud L=0,7 m.

Cabe aclarar que los cálculos han sido realizados usando el Sistema Internacional de Unidades, tal como se indica en la sección Nomenclatura al final de trabajo.

Para la construcción del generador se decidió utilizar una serpentina de 1 m de longitud. Los equipos, cañerías y accesorios fueron aislados con lana de vidrio mineral provista con cobertura de aluminio. En la Figura 6 se muestra dos imágenes del CCP conectado al circuito térmico construido.

Figura 6. Vistas del circuito térmico construido.

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DEL CONCENTRADOR

Se realizó un ensayo experimental el día 29-06-2018 en las horas cercanas al mediodía solar (desde las 10:00 a las 15:00 hs aproximadamente). La superficie de captación fue orientada con el ángulo de inclinación máximo de 51° para lograr que la radiación solar incidente fuera normal a la misma. El flujo másico del fluido térmico fue fijado en 2,4 l/min.

En la Figura 7 se muestran las curvas de temperatura y de radiación del ensayo realizado. Se observan fluctuaciones de las temperaturas de entrada y salida en el comienzo del ensayo, debido probablemente al desenfoque producido por el inadecuado ajuste de la posición del plano del concentrador, la detección de las mismas permitió corregir estos problemas antes de alcanzar el estado estacionario.
El rendimiento térmico del concentrador fue calculado experimentalmente utilizando la Ecuación 8

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_{th} C_{p,th} (T_2 - T_1)}{G A_a} \tag{8}$$

Los valores de temperatura de entrada (T_1) y salida (T_2) del fluido térmico en el tubo receptor como así también la irradiación (G) corresponden al promedio de los valores experimentales cuando el sistema alcanzó el régimen estacionario, la línea vertical punteada del gráfico indica el momento a

partir del cual se considera el inicio del mismo. Con estos resultados se obtuvo un rendimiento térmico del concentrador $\boldsymbol{\eta_c = 20,4}$ %. Se alcanzó una temperatura máxima T_2 = 128°C , mientras que salto térmico promedio fue aproximadamente 6°C.

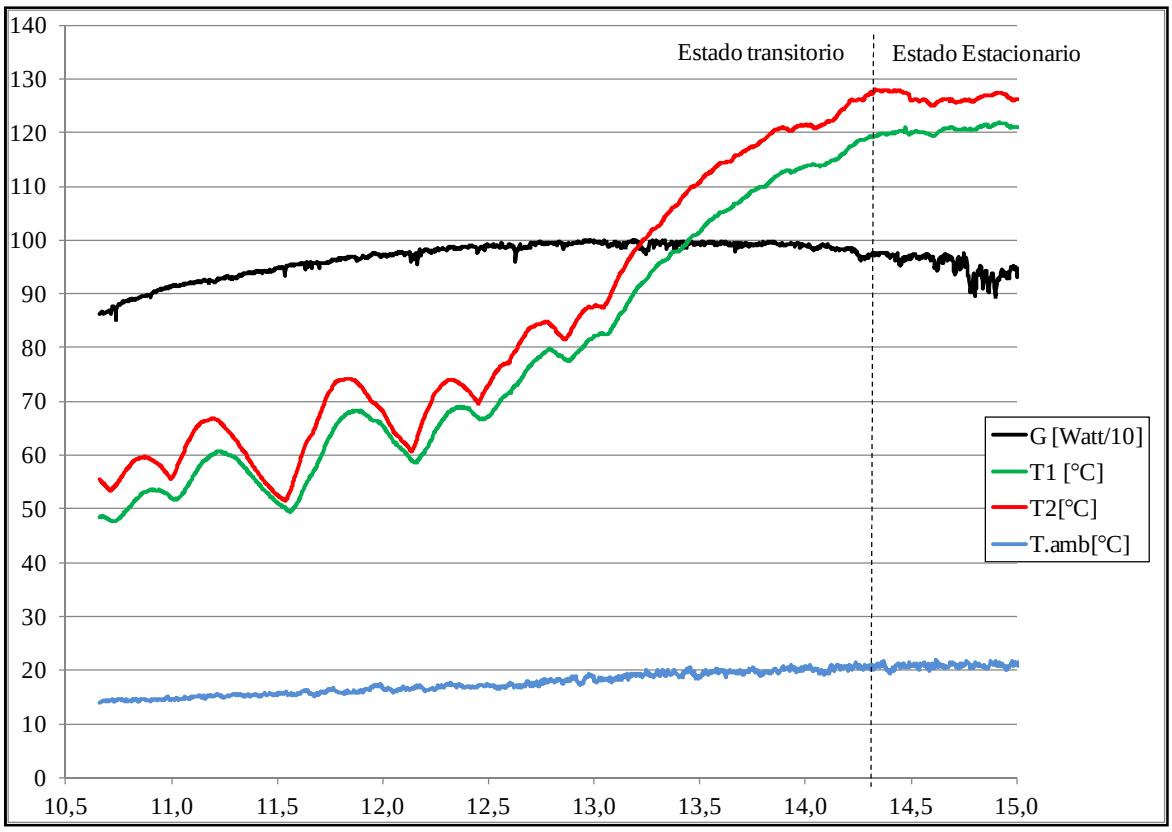


Figura 7. Evolución de temperaturas e irradiación en función de la hora local.

Con el fin de determinar el rendimiento térmico global del sistema, se determinó el caudal de vapor generado. Para ello se colocó a la salida de vapor un condensador conectado a una probeta graduada, tal como se muestra en la Figura 8; así, pudo medirse el volumen de agua proveniente de la condensación de vapor en intervalos de tiempo.

El promedio de las mediciones arrojó un valor de caudal de vapor $\dot{m}$ = 0,63 kg/h. Con este dato y utilizando la radiación incidente promedio se obtuvo, por medio de la Ecuación 8, un rendimiento global del sistema $\eta = 16{,}4$ %. Con la Ecuación 9 pudo obtenerse el rendimiento del circuito térmico siendo éste $\eta_{ct} = 80$ %.

$$\eta = \frac{\dot{m} h_{fg}}{G A_a} \tag{8}$$

$$\eta_{ct} = \frac{\eta}{\eta_c} \tag{9}$$

CONCLUSIONES

En este trabajo se logró desarrollar un circuito térmico que permite la circulación de un fluido a alta temperatura por medio de equipos y accesorios disponibles en el mercado local y resistentes a la condiciones de trabajo.

Para el cálculo del área de transferencia de calor, se propuso un conjunto de ecuaciones de transferencia de calor y el uso de correlaciones adecuadas que permitieron alcanzar el resultado a

partir de estimar un rendimiento térmico del CCP y la temperatura del fluido en el ingreso del generador.

Figura 8. Vista del sistema de condensación para la determinación del caudal de vapor generado

El ensayo experimental realizado demostró que es posible la generación de vapor de agua de baja entalpía alcanzándose niveles de temperatura en el fluido térmico suficientes para lograr la ebullición del agua en el generador de vapor. Se considera que el bajo rendimiento térmico $\eta_c = 20{,}4\ \%$ obtenido en el CCP puede deberse a pérdidas ópticas debido al envejecimiento y deterioro de la capacidad reflectante de la superficie parabólica, y a las propiedades ópticas del tubo receptor y su cobertura de vidrio. Por otra parte, el rendimiento del circuito térmico, $\eta_{ct} = 80\ \%$, es un indicador de las pérdidas por disipación de calor en los equipos y accesorios del circuito.

Con el fin de analizar en qué manera puede mejorarse el rendimiento del sistema se planifica realizar ensayos modificando las variables de proceso y optimizando las variables ópticas que inciden en la eficiencia del concentrador.

AGRADECIMIENTOS

Los autores desean agradecer a la Secretaría de Ciencia y Técnica de la Universidad Nacional de Río Cuarto y a la Secretaría de Políticas Universitarias dependiente del Ministerio de Educación de la

Nación que financió el proyecto a través del programa “Universidad, Diseño y Desarrollo Productivo” Edición 2016.

NOMENCLATURA

A_a= Area de apertura del concentrador [m^2]
$C_{p,l}$ = Calor específico del agua [J/kg.K]
$C_{p,th}$= Calor específico del fluido térmico [J/kg.K]
$C_{s,f}$ = 0,013 Coeficiente para combinación agua –acero inoxidable [adimensional]
d_{ext}= Diámetro exterior de la serpentina [m]
d_{in}= Diámetro interior de la serpentina [m]
g = Aceleración de la gravedad [m/s^2]
G =Radiación incidente [W/m^2]
h_{fg} = Entalpía de vaporización del agua [J/kg]
h_{th} = Coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido térmico [W/m^{2}K]
k = Conductividad térmica del acero inoxidable [W/mK]
L = Longitud de la serpentina [m]
$\dot{m}$ = Flujo másico de vapor [kg/s]
$\dot{m}_{th}$= Flujo másico del fluido térmico [kg/s]
n = 1 Coeficiente para combinación agua –acero inoxidable [adimensional]
Pr_l = Número de Prandtl del agua líquida [adimensional]
T_1= Temperatura de entrada del fluido térmico en el tubo receptor [K]
T_2= Temperatura de salida del fluido térmico del tubo receptor [K]
T_i= Temperatura de entrada del fluido térmico en la serpentina [K]
T_o= Temperatura de salida del fluido térmico de la serpentina [K]
$\bar{T}_i$ = Temperatura media del fluido térmico en el interior de la serpentina [K]
T_s = Temperatura superficial [K]
T_{sat}= Temperatura de saturación del agua [K]
q = Potencia entregada al agua [W]
$\boldsymbol{q}''_{\boldsymbol{s}}$ = Flujo de calor por unidad de superficie [W/m^2]
η = Rendimiento térmico global [adimensional]
η_c = Rendimiento térmico del concentrador [adimensional]
η_{ct} = Rendimiento del circuito térmico [adimensional]
$\boldsymbol{\mu_l}$ = Viscosidad dinámica del agua [Pa.s]
ρ_l = Densidad del agua líquida [kg/m^3]
ρ_v = Densidad del vapor [kg/m^3]
σ =Tensión superficial del agua [N/m]

REFERENCIAS

Akbarzadeh S., Valipour M. (2018). Heat Transfer Enhancement in Parabolic Trough Collectors: A Comprehensive Review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 92 198-218

Bergman, T. L.; Lavine, A. S.; Incropera, F. P.; DeWitt, D. P.(2011). Fundamentals of heat and mass transfer 7th ed., John Wiley y Sons,

Daghero J., Garnica J., Barros J., Rodriguez R. (2013). Concentrador Cilíndrico-Parabólico Aplicado a la Generación de Vapor para la Extracción de Aceites Esenciales de Plantas Aromáticas y Medicinales. Acta de la XXXVI Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol 1. pp 02.37-02.44.

Daghero J., Garnica J., Buitrago A., Dubini D., Lorenzo C., Manero C., Marticorena M., Martinez M., Sayago U. (2015) Concentrador Cilíndrico Parabólico Aplicado a la Generación de Vapor de Uso Industrial. Evaluación Óptica y Térmica de un Prototipo. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 19, pp.03.45-03.54. Impreso en la Argentina ISSN 2314-1433 - Trabajo seleccionado de Actas ASADES2015

Dri F., Busso A., Gea M. (2009). Ensayos de un Concentrador Solar Cilíndrico Parabólico con Fluido Caloportador. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 13 03.157-163

Fernández-García A., Rojas E., Pérez M., Silva R., Hernandez-Escobedo Q., Manzano-Agugliaro F. (2015). A parabolic-trough collector for cleaner industrial process heat. Journal of Cleaner Production 89, 272-285.

Fernández-García A., Valenzuela L., Zarza E., Rojas E., Pérez M., Hernandez-Escobedo Q., Manzano-Agugliaro F. (2018) SMALL-SIZED parabolic-trough solar collectors: Development of a test loop and evaluation of testing conditions. Energy 152, 401-415

Inventive Power. http://inventivepower.com.mx (Fecha de acceso: 14/08/2018).

Plataforma Solar de Almería. http://www.psa.es/es/projects/capsol/index.php (Fecha de acceso: 14/08/2018)

Tagle P., Agraz A., Rivera C. (2016). Study of applications of parabolic trough solar collector technology in Mexican industry. Energy Procedia 91, 661-667

Weiss W. Rommel M. (2008). Process Heat Collectors. State of the Art within Task 33/IV. https://nachhaltigwirtschaften.at/en/iea/publications/iea-shc-process-heat-collectors-2008.php (Fecha de acceso: 14/08/2018)

ABSTRACT

In this work the design, development and study of the performance of a thermal loop for steam generation of low enthalpy for industrial process heat is presented. A prototype of a parabolic trough collector is used with an aperture area of 2,5 m^2. The use of a thermal transfer fluid in a circuit that involves temperature resistant equipment and accessories which are available in the local market is proposed. In the steady state of the first tests carried out, the thermal fluid reached a maximum temperature of 128 °C at the collector output with an average temperature difference of 6 °C. The thermal efficiency of PTC was of 20,4 %. Steam flow generated in the steady state was of 0,63 kg/h which allows to infer an overall thermal efficiency of 16,4 %.

Keywords: solar energy, parabolic trough concentrator, thermal loop, steam production